



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

SOUČASNÉ TRENDY VE ZVYŠOVÁNÍ VÝKONU VZNĚTOVÝCH A ZÁŽEHOVÝCH MOTORŮ

PRESENT TRENDS IS POWER INCREASING OF CI AND SI ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

RADIM SVOBODA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Radim Svoboda

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Současné trendy ve zvyšování výkonu vznětových a zážehových motorů

v anglickém jazyce:

Present Trends in Power Increasing of CI and SI Engines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Osvojení základních pojmů zadané tématu. Zamyšlení nad budoucností problematiky tzv. down-sizingu.

Cíle bakalářské práce:

Vytvoření přehledu základních principů přeplňování spalovacích motorů a obrázkové dokumentace ilustrující znalost zadané problematiky.

Seznam odborné literatury:

- [1] HOFMANN, Karel. ALTERNATIVNÍ POHONY [s.l.] [s.n.] 2003 73 s Dostupný z WWW: <www.ite.fme.vutbr.cz/opory/Alt.pohony.pdf>.
- [2] VLK, František. Vozidlové spalovací motory. 1. vyd. Brno : Vlk, 2003. 580 s.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 19.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce obsahuje historii a způsoby přeplňování vznětových a zážehových motorů. V kapitolách jsou stručně rozepsány výhody a nevýhody vybraných metod, konstrukční řešení a nejčastější použití v praxi. Poslední část bakalářské práce je zaměřena na návrhový výpočet turbodmychadla.

KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, přeplňování, spalovací motor, výkon, stlačený vzduch

ABSTRACT

This bachelor's thesis contains history and ways of turbocharging diesel and ignition engines. In the chapters are briefly itemized the advantages and disadvantages of various methods, design solutions and most often used in practice. The last part of this thesis focuses on the calculation of the turbocharger.

KEYWORDS

turbocharger, supercharging, combustion engine, performance, pressure air



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SVOBODA, R. Současné trendy ve zvyšování výkonu zážehových a vznětových motorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Radima Dundálka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 27. května 2011

.....

Radim Svoboda



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D za obětavost, vstřícnost a užitečné rady při konzultacích.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Historie.....	11
2 Přepřňování.....	13
3 Rozdělení přepřňování.....	14
3.1 Všeobecné rozdělení přepřňování	14
3.2 Rozdělení podle plnicích tlaků	14
4 Mechanické přepřňování	15
4.1 Objemová dmychadla.....	15
4.1.1 Rootsovo dmychadlo.....	15
4.1.2 Lysholmovo dmychadlo	16
4.1.3 G-dmychadlo	17
4.2 Rychlostní kompresory	17
5 Turbodmychadla.....	19
5.1 Princip činnosti.....	19
5.2 Regulace turbodmychadel	21
5.2.1 Regulace obtokovým ventilem.....	21
5.2.2 Regulace natočením lopatek rozváděcího kola turbíny (VTG).....	22
5.2.3 Regulace změnou šířky statoru turbíny	23
5.2.4 Kombinovaná regulace.....	23
5.3 Turboefekt	24
6 Kombinované přepřňování	25
6.1 Spojení dvou turbodmychadel.....	25
6.2 Spojení turbodmychadla a mechanického dmychadla	26
7 Dynamické přepřňování	27
7.1 Pulzační přepřňování	27
7.2 Comprex	27
7.3 Rezonanční přepřňování	28
8 Výpočet turbodmychadla	29
8.1 Volba koncepce turbodmychadla	29
8.2 Zadané hodnoty k výpočtu	30
8.3 Stanovení požadované hustoty plnicího vzduchu	31



8.4 Návrhový výpočet radiálního kompresoru	33
8.4.1 Určení požadovaného stlačení.....	33
8.4.2 Stanovení příkonu a hmotnostního toku kompresorem.....	36
8.5 Návrhový výpočet radiální turbíny	38
8.5.1 Stanovení hmotnostního toku turbínou	38
8.5.2 Stanovení rovnováhy výkonu na turbíně a kompresoru, určení pracovních bodů turbíny	38
Závěr.....	42
Použité informační zdroje	43
Seznam použitých zkratk a symbolů	46
Přílohy	48



Úvod

Spalovací motor slouží již od svého vynalezení jako prostředek k ulehčování lidské práce, a proto jsou kladeny velké nároky na jeho vlastnosti a modernizaci. Především se snažíme dosáhnout lepší účinnosti, snížení spotřeby paliva a hmotnosti motoru, zvýšení výkonu a točivého momentu.

Jako jedno z možných řešení jak dosáhnout vyššího výkonu motoru, je přeplňování. Princip spočívá v dodávání většího objemu směsi paliva a vzduchu do spalovacího prostoru za jednotku času. Postupným zlepšováním vlastností použitých materiálu a aplikací nových technologií vznikla celá řada způsobů přeplňování.

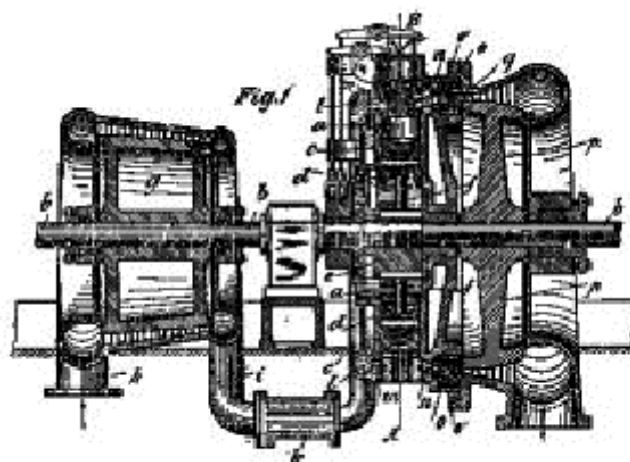
V současné době se spalovací motory nejčastěji používají v automobilovém průmyslu. Každý výrobce má snahu dosáhnout oproti konkurenci lepších výsledků a tím se zviditelnit v očích potenciálních zákazníků. Přeplňované motory nabízí zlepšení parametrů při nižší spotřebě a obsahu škodlivých emisí, proto jejich význam a použití stále stoupá.



1 Historie

První zmínky o přeplňování spalovacích motorů jsou z roku 1885, kdy se německý vynálezce Daimler Gottlieb zabýval myšlenkou zvýšení výkonu pomocí nasátí většího objemu vzduchu do spalovacího prostoru. Skutečně významným přelomem v přeplňování se stal až vynález turbodmychadla.

Historie turbodmychadel se datuje již od roku 1905, kdy švýcarský vynálezce a konstruktér Alfred J. Büchi sestrojil první turbodmychadlo poháněné výfukovými plyny. V roce 1915 navrhl prototyp přeplňovaného vznětového motoru, kterému se však ve své době dostalo jen malého, nebo žádného uznání.



Obr. 1 Náčrt turbodmychadla Alfréda J. Büchiho (1905) [21]

V roce 1925 byly sestrojeny dvě německé lodě s přeplňovanými naftovými motory o výkonu 147kW. Byl aplikován Büchiho systém a lze mluvit o prvním použití turbodmychadla v praxi.

Ve třicátých letech minulého století se turbodmychadla začala používat do sériově vyráběných velkých strojů poháněných naftovými motory, jako lokomotivy a nákladní lodě. Přeplňování se stalo metodou minimalizace potřebných prostor a zároveň efektivním zvýšením výkonu motoru.

Další postup technologie kupředu zaručila druhá světová válka. Potřeba zlepšování výkonnosti bojových letadel ve vysokých výškách našla turbodmychadlům uplatnění v leteckém průmyslu. Vzhledem k řidšímu vzduchu bylo potřeba dodat motoru i větší objem nasávaného vzduchu a k tomu se turbodmychadla ideálně hodila.

Turbodmychadla se postupem času rozšířila i do automobilové produkce. Zpočátku pouze do nákladních vozů, z důvodu stále velkých rozměrů. Největšími průkopníky technologie přeplňování té doby byly především automobilky Volvo, Scania a Cummins. V roce 1954



představuje Volvo první nákladní vůz s přeplňovaným vznětovým motorem, který má oproti atmosférické verzi výkon o 35 koní vyšší.

Začátkem roku 1962 se objevují první osobní automobily poháněné motory s využitím přeplňování a to Oldsmobile Jetfire a Chevrolet Corvair Monza. První z uvedených s motorem V8, produkující výkon 158kW. Chevrolet s motorem o výkonu 136kW.



Obr. 2 Motor Chevroletu Monza s plnicím turbodmychadlem (1962)[20]

V osmdesátých letech se začalo přeplňování rozmáhat i na poli prestižních motoristických sportů. V roce 1977 se jako první na závodech Formule 1 objevil motor s označením Renault-Gordini V6 o objemu 1,5 l a výkonu 375kW. Postupná nadvláda přeplňovaných motorů v profesionálních motosportech se začala projevovat i u sériově vyráběných automobilů. Téměř každý výrobce nabízel sportovní model s přeplňovaným benzínovým motorem. Přílišné náklady na provoz ovšem tento hit utlumily. Naopak naftové motory s přeplňováním se začaly montovat téměř do každého nákladního automobilu - díky velkému snížení emisí a částečné redukci nákladů na palivo. Toto opatření přetrvalo dodnes a prakticky všechny motory používané v nákladních autech jsou přeplňované.

Další velký průlom v historii přeplňování přišel v roce 1978, kdy německá automobilka Mercedes-Benz představuje první osobní auto s turbodieselovým motorem, model 300 SD.

Díky přeplňování vznětových motorů se jejich výkonosti téměř vyrovnají atmosférickým zážehovým, přitom vykazují snížení emisí a většinou menší spotřebu paliva. Benzínové motory se přeplňují převážně u sportovních motorů kvůli dosažení vyšších výkonů.



2 Přepřňování

Přepřňování je jeden z nejrozšířenějších způsobů zvyšování výkonu a točivého momentu u spalovacích motorů. Hlavním úkolem je dostat do spalovacího prostoru vyšší množství vzduchu. Zvýšením objemu nasátého vzduchu se zvýší množství dodaného paliva a tím střední efektivní tlak na píst, a tedy i energie, která se mění z termické energie paliva na energii mechanickou, předanou celému motoru. Tím lze dosáhnout vyššího výkonu a většího točivého momentu, při menším zdvihovém objemu, než s motorem atmosférickým. Současně klesá měrná spotřeba paliva. Zmenšením celkové velikosti pohyblivých částí motoru klesají setrvačné síly a mechanické odpory.

Přepřňování nabízí řešení jedné zásadní nevýhody spalovacího motoru. Tou jsou nízké hodnoty točivého momentu při nízkých - a v praxi nejčastěji používaných - otáčkách motoru. Proto se nejvyšší účinek přepřňování umísťuje zpravidla do nízkých otáček, aby byla tato nevýhoda odstraněna nebo alespoň omezena.[3]

Všem způsobům přepřňování je společné to, že je potřeba omezovat velikost plnicího tlaku s rostoucími otáčkami motoru. Jak bylo již výše uvedeno, maximální účinek přepřňování bychom rádi využili v nízkých otáčkách. Při tomto dimenzování dmyhadla by další zvyšování otáček motoru znamenalo vyšší otáčky dmyhadla, a tedy i vyšší plnicí tlaky, které by nadměrně zatěžovaly celý motor, a jeho životnost by se tedy velmi snížila. Proto se do systému přepřňování řadí obtokový ventil nebo proměnná geometrie lopatek turbíny, případně jejich kombinace.[3]

Dalším negativním aspektem přepřňování je možnost detonačního hoření, zejména u zážehových motorů. Detonační hoření, neboli samozápal, vzniká, když teplota plnicí směsi ve válci dosáhne kritické hodnoty. Obecně platí, že čím vyšší tlak, tím vyšší teplota. Přepřňované motory musí kompenzovat plnicí tlak menším kompresním poměrem, čímž se ztrácí část termické účinnosti. U takových motorů se tedy začalo využívat mezichladiče plnicího vzduchu (intercooler).

Nejčastější metoda přepřňování je s využitím turbodmyhadla. Turbodmyhadla jsou poháněna výfukovými plyny, které na výstupu z válce dosahují vysokých teplot. Tyto teploty se nepříznivě projevují na nasávaném vzduchu, který otepluje a zmenšuje jeho hustotu. Popsaný problém je opět možno řešit použitím intercooleru.

V dnešní době se řada automobilních společností zabývá myšlenkou tzv. down-sizingu, což znamená zmenšování objemu motorů při použití systému přepřňování a tím dosažení lepších nebo srovnatelných výkonových charakteristik než u motorů atmosférických.



3 Rozdělení přeplňování

3.1 Všeobecné rozdělení přeplňování

- mechanické přeplňování
- turbodmychadlem
- kombinované přeplňování
- dynamické přeplňování
- náporové přeplňování

3.2 Rozdělení podle plnicích tlaků

- nízkotlaké: plnicí tlak 0,02–0,05 MPa, zvýšení točivého momentu až o 25 % a efektivního výkonu až o 35 %
- středotlaké: plnicí tlak 0,05–0,08 MPa, zvýšení točivého momentu o 25–50 % a efektivního výkonu až o 50 %
- vysokotlaké: plnicí tlak 0,08–1 MPa, zvýšení točivého momentu více než o 50 % a efektivního výkonu až o 100 %



4 Mechanické přeplňování

Je realizováno pomocí mechanického dmyhadla, které je spojeno s klikovou hřídelí, nejčastěji ozubeným řemenem. Zde nastávají mechanické ztráty díky tření jednotlivých členů spoje. Samotný pohon dmyhadla odebírá asi 10 % efektivního výkonu spalovacího motoru. Výhodou je plynulejší výkonová a momentová charakteristika již od nižších otáček a vlivem mechanického spojení absence prodlevy přeplňování tzv. turboefektu. Motory přeplňované mechanickým dmyhadlem však nedosahují výkonů, jako motory s turbodmyhadlem.

Jednou z technických vylepšení mechanického přeplňování je varianta s odpojitelným dmyhadlem. Takový motor v nižších otáčkách využívá atmosférické plnění a při potřebě vyššího výkonu mechanická spojka sepne dmyhadlo a plnění je realizováno dmyhadlem.

4.1 Objemová dmyhadla

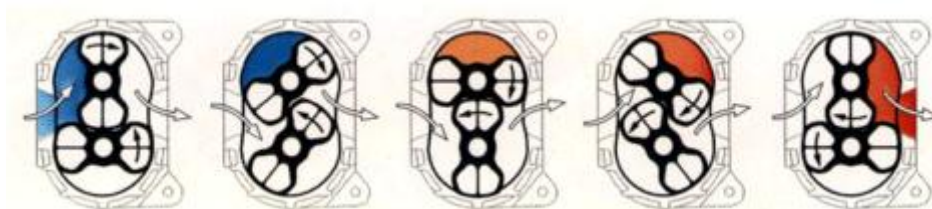
Jsou to dmyhadla, využívající ke zvýšení tlaku zmenšováním pracovního prostoru. Dají se rozdělit na rotační a s vratným pohybem. V automobilovém průmyslu se však k přeplňování výhradně používají rotační objemová dmyhadla.

4.1.1 Rootsovo dmyhadlo

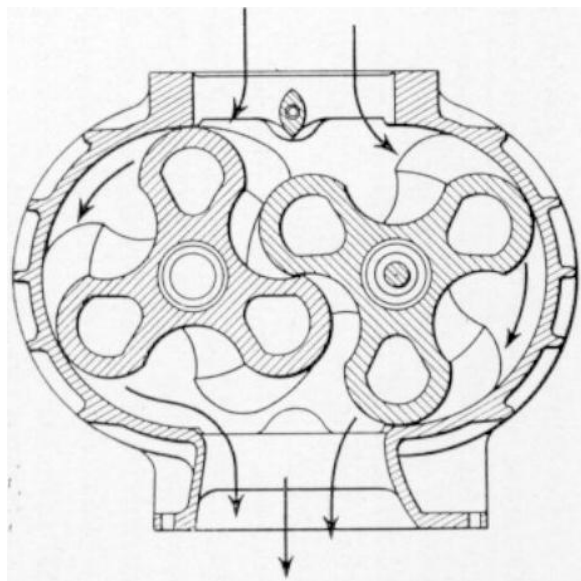
Základní princip spočívá ve šroubových rotorech s proměnným počtem zubů. Nejčastěji jsou ovšem využívány třízubé rotory. Ty jsou uloženy na rovnoběžných hřídelích a nevzniká mezi nimi žádný dotyk. Sací a výtlačné otvory musí mezi sebou být trvale odděleny. Nezbytnou součástí Rootsova dmyhadla je synchronizační soukolí, které zamezuje vzájemnému dotyku rotorů. Ke stlačení látky nedochází v pracovním prostoru, ale až za ním.

Vzdušina se po oddělení rotorem od sacího hrdla dopravuje dmyhadlem bez zvýšení tlaku. Teprve po spojení s výtlačným hrdlem stoupne jeho tlak působením plynu již dříve vytlačeného, proudícího zpět do dmyhadla. Na oba rotory působí stále plný výtlačný tlak. Z toho plyne, že ložiska rotorů jsou i při relativně malých stlačeních značně zatížena.[5]

Soudobá dmyhadla mají rotory nejčastěji vyrobeny z lehkých hliníkových slitin a potažené tenkou vrstvou plastu. Výhodou je jednoduchost a poměrně malá finanční náročnost výroby. Nevýhodou je dosažení pouze malých tlaků, díky kterým se Rootsovo dmyhadlo řadí mezi nízkotlaké.



Obr. 3 Schéma komprese Rootsovým dmyhadlem [8]

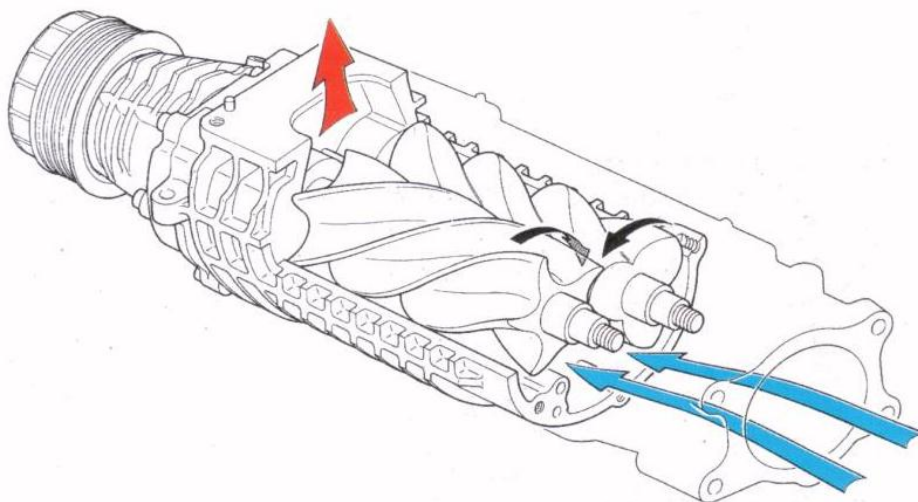


Obr. 4 Rootsovo dmychadlo s třízubými rotory [6]

4.1.2 Lysholmovo dmychadlo

Princip činnosti je obdobný jako u Rootsova dmychadla, hlavním rozdílem je tvar rotorů, především větší úhel stoupání šroubovice a rozdílný počet zubů obou rotorů. Klasické uspořádání má na hlavním rotoru tři zuby, a na vedlejším rotoru zubů pět. Ke stlačení dochází již v pracovním prostoru dmychadla a tím se zvyšuje jeho celková efektivita a tlakové poměry.

Výroba rotorů je složitější a nákladnější než u Rootsova dmychadla, ale je možno použít vyšších provozních otáček a tím zmenšit celkové rozměry dmychadla.



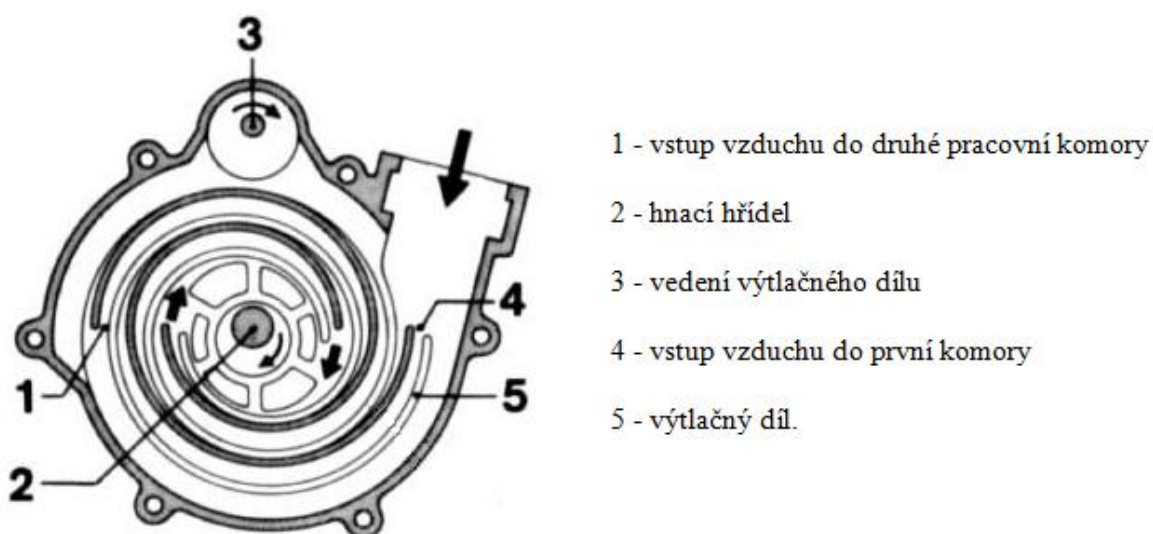
Obr. 5 Lysholmovo dmychadlo [7]



4.1.3 G-dmychadlo

Je to mechanicky poháněné dmychadlo složené ze dvou spirálově vinutých částí dmychadlové skříně. Jedna část je pevně uložena a druhá spirála se po ní odvaluje. Vykonáváním krouživého pohybu se vzduch uvnitř dmychadla stlačuje a proudí ven výtlačnými otvory uprostřed skříně.

G-dmychadlo (spirálové dmychadlo) je náročné na přesnou výrobu a dobré drsnosti spirál, to nepříznivě ovlivňuje jeho výrobní a provozní cenu. Hlavní výhodou je malý moment setrvačnosti a nízká hlučnost.

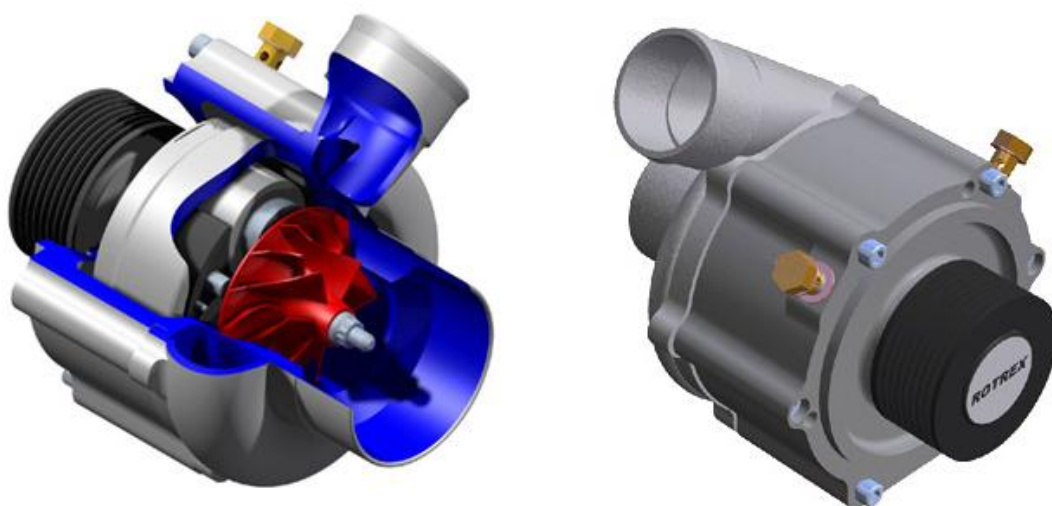


Obr. 6 Spirálové dmychadlo a jeho hlavní části [9]

4.2 Rychlostní kompresory

Jsou kombinací turbodmychadel a mechanických dmychadel. Stlačování vzduchu je realizováno pomocí radiálního nebo axiálního dmychadlového kola, které je poháněno mechanicky od motoru. V dmychadlové skříně se kinetická energie nasávaného vzduchu mění na tlakovou pomocí snížení rychlosti v difuzoru.

Tyto kompresory pracují efektivně zejména ve vyšších otáčkách, kdy se zvyšuje i plnicí účinnost. Vzhledem k odběru výkonu od motoru a nepravidelné výkonové charakteristice nejsou tak často k vidění u sériově vyráběných automobilů.

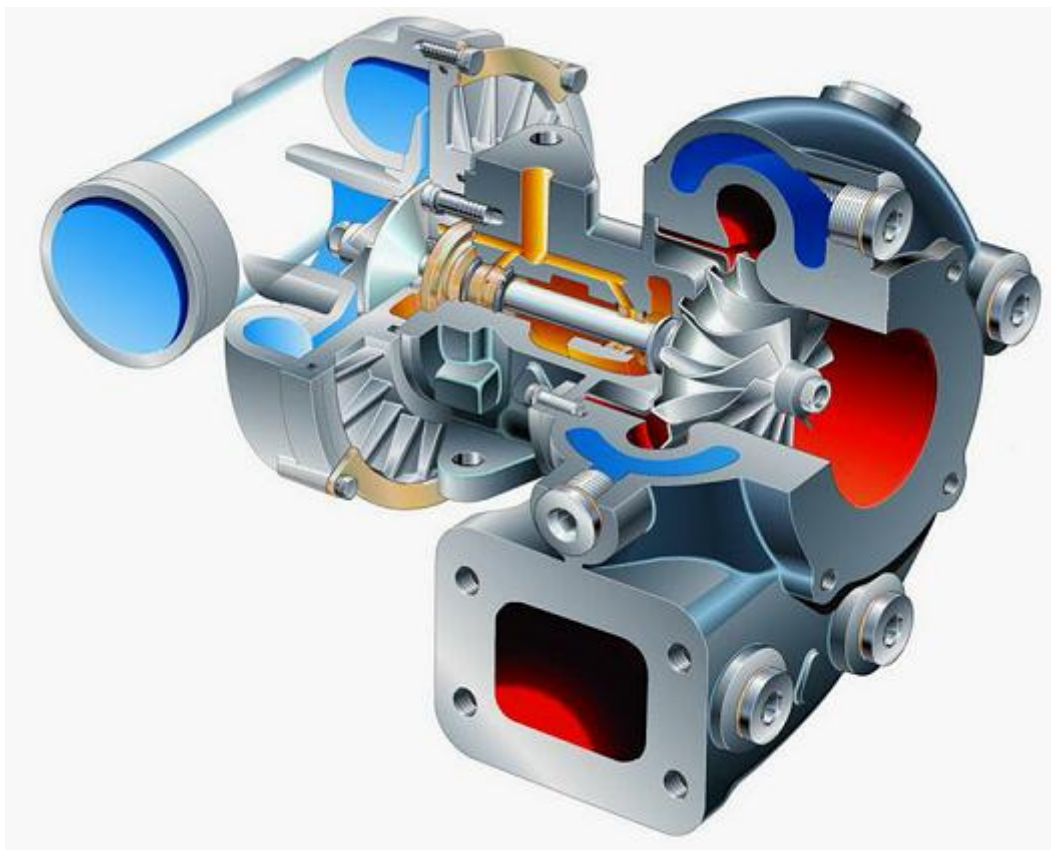


Obr. 7 Rychlostní radiální kompresor Rotrex [10]



5 Turbodmychadla

Jsou to dmychadla využívající výfukových plynů jako hnací síly. Základním principem je roztáčení turbínového kola, které je na společné hřídeli s kolem kompresorovým.



Obr. 8 Radiální jednostupňové turbodmychadlo chlazené kapalinou[26]

Turbodmychadla se vyrábí zpravidla radiální, u kterých je plyn přiváděn na turbínu radiálně a vychází ve směru osy. Axiální turbodmychadlo nasává axiálně a stlačenou látku vypouští kolmo na osu. Axiální jsou využívána u větších motorů, zejména lodních. Mají vyšší účinnost díky proudění plynu v jedné ose, ale rozměrově nejsou tak kompaktní jako radiální.

5.1 Princip činnosti

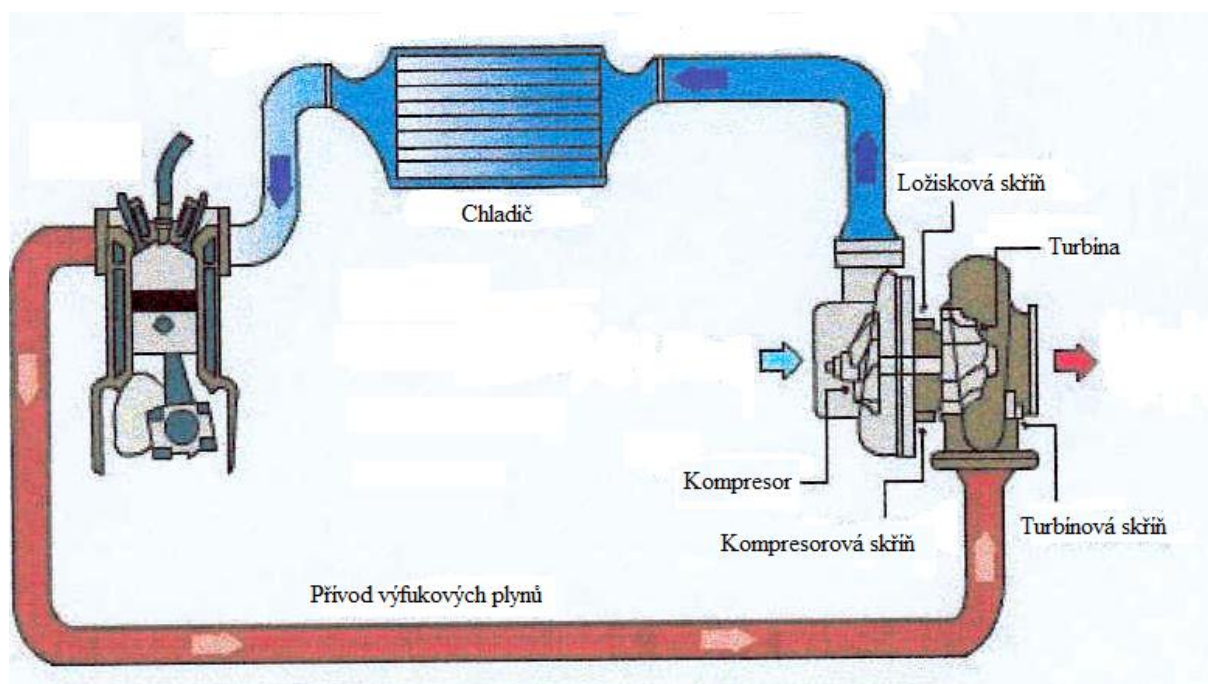
Přiváděním výfukových spalin na turbínu se část kinetické energie plynů mění na energii mechanickou. To zapříčiní roztáčení turbínového kola. Zbytek výfukových plynů putuje do výfukového potrubí a následně do atmosféry.

Kompresor uložený na jedné hřídeli s turbínou a spojený se sacím systémem motoru nasává a stlačuje vzduch hnaný do spalovacího prostoru. Pracovní prostor kompresoru je vytvořen jako difusor, tedy s postupem do výtlačného hrdla se rychlost pracovní látky snižuje vlivem rozšiřování průtočné plochy, což zapříčiní nárůst tlaku.



Turbína je uložena v turbínové skříni a kompresor v kompresorové skříni. Mezi těmito částmi se nachází ložisková skříň, která slouží k uložení ložisek a realizaci mazání, popřípadě chlazení.

Teplota výfukových plynů je jeden ze zásadních problémů turbodmychadla. Plyny o teplotě okolo 800°C proudí na turbínu, kterou oteplují a vlivem uložení na společné hřídeli se zvyšuje i teplota kompresoru. Přes kompresorovou skříň proudí veškerý nasávaný vzduch do válců. Vyšší teplota znamená menší hustotu vzduchu a tím se snižuje množství dodávaného paliva do válce. To zapříčiňuje pokles výkonu a točivého momentu. Proto se do systému turbodmychadla připojuje mezichladič stlačeného vzduchu tzv. intercooler.



Obr. 9 Schéma přepřívání turbodmychadlem[11]

Turbodmychadlo oproti mechanickému kompresoru dovoluje využití ztrátové a jinak zmařené energie výfukových plynů (takže naopak účinnost motoru roste) a za druhé - je dokonale samoregulační. Objem a energie výfukových plynů totiž roste se zvyšující se zátěží motoru. Zatímco na volnoběh nebo při ustálené jízdě bez zátěže se turbo jen tak zvolna otáčí, motor pracuje v téměř atmosférickém režimu. Ve chvíli, kdy je zapotřebí výkon a řidič přidá plyn, naroste objem výfukových plynů a tím se turbo roztočí a zvýší objem vzduchu nasávaného do válců. V okamžiku povolení plynového pedálu se opět objem a energie výfukových plynů sníží a plnicí tlak turbodmychadla v sání se snižuje. Bez jakéhokoli vnějšího regulačního prvku tedy turbodmychadlo dodává vzduch pouze podle momentálních potřeb motoru. [12]



5.2 Regulace turbodmychadel

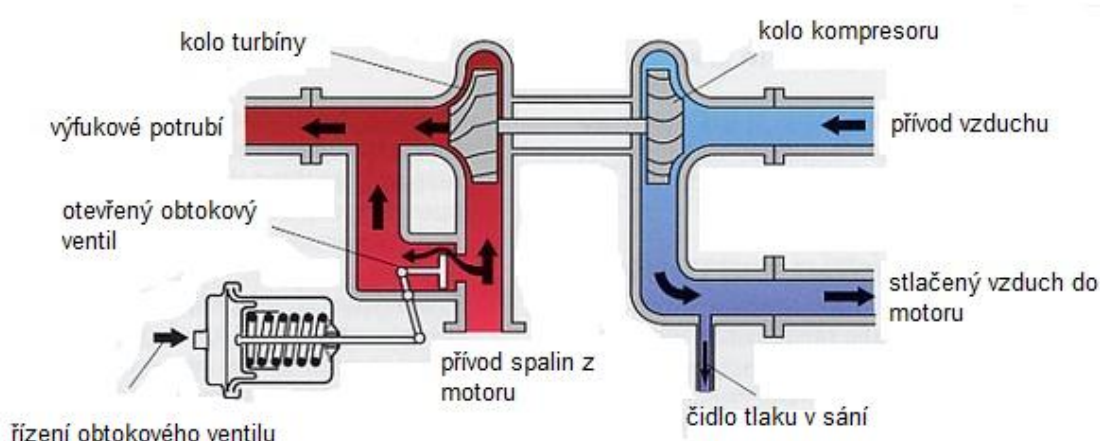
Jak už bylo řečeno, v praxi potřebujeme vysoký krouticí moment například při rozjezdu auta, kdy otáčky motoru nejsou tak vysoké. Menší otáčky znamenají méně výfukových plynů a tedy i menší hmotnostní tok na turbíně. Turbo se proto konstruuje na hmotnostní toky odpovídající pracovnímu režimu motoru okolo $1800\text{--}2500\text{ min}^{-1}$ v závislosti na objemu motoru a použití. Při vyšších otáčkách by docházelo k nadměrnému zatěžování turbíny. Z tohoto důvodu se vyrábí turbodmychadla s regulací plnicího tlaku, a tak se využije přepínání v co nejširším spektru otáček.

5.2.1 Regulace obtokovým ventilem

Obtokový ventil je zařízení, které reguluje množství spalin přiváděného na turbínu. Řídící jednotka vyhodnocuje údaje, jako jsou poloha škrticí klapky, klepání motoru, množství a teplota nasávaného vzduchu a srovnává aktuální stav s charakteristikami uloženými v paměti. Podle toho se buď otevírá, nebo uzavírá obtokový ventil, který přepouští spaliny za turbínu rovnou do výfukového potrubí.

V kombinaci s regulací klepání motoru jsou získávány nejen požadované dynamické vlastnosti motoru, ale na vhodné hodnotě je udržována teplota výfukových plynů. Použitím snímače absolutního tlaku může být regulována hodnota plnicího tlaku nezávisle na tlaku okolního vzduchu, čímž se koriguje nižší atmosférický tlak ve vyšších nadmořských výškách. [14]

Výhodou použití obtokového ventilu je velmi rychlá odezva na sešlápnutí pedálu akcelérátoru. Nevýhodou je větší protitlak ve výfukovém potrubí, protože roztočené turbo vlastně brání vyprazdňování válce motoru, tedy větší mechanické ztráty a větší spotřeba. [14]



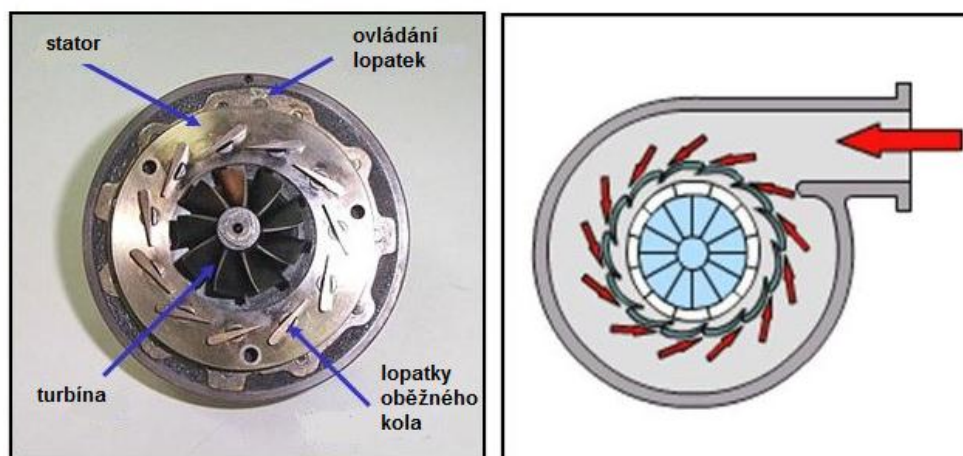
Obr. 10 Zapojení obtokového ventilu do systému turbodmychadla [13]



5.2.2 Regulace natočením lopatek rozváděcího kola turbíny (VTG)

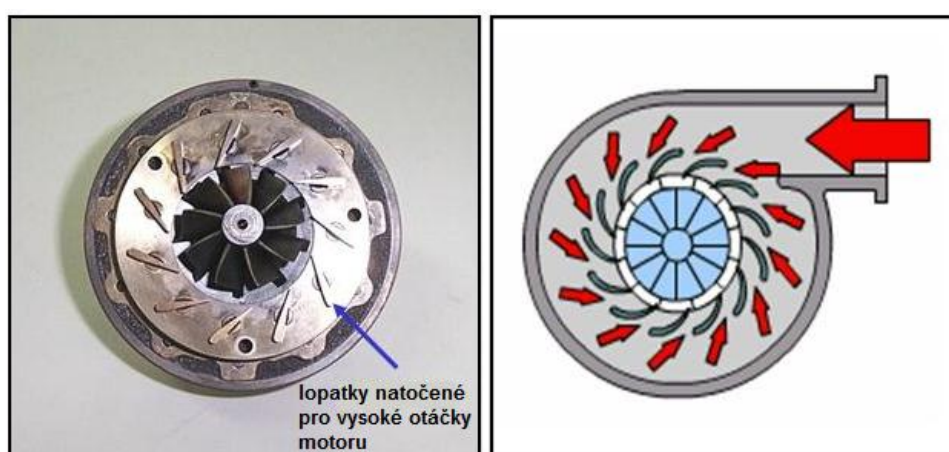
Princip spočívá ve změně velikosti průtočné plochy spalin proudících na turbínu. Natočení lopatek je v závislosti na aktuálních otáčkách motoru, takže regulace probíhá plynule. Tento způsob je efektivnější než použití obtokového ventilu, ovšem výroba statoru dmychadla je složitá a cenově náročná.

V nízkých otáčkách se lopatky rozváděcího kola natočí tak, aby mezi nimi byla malá průtočná plocha. Tím se zvýší rychlost spalin proudících na turbínu. Turbína, uložená na stejné hřídeli jako kompresorové kolo, se otáčí s vyšší frekvencí a tím je motoru dodáván vyšší tlak.



Obr. 12 Natočení lopatek při nízkých otáčkách motoru [15]

Při zvýšení otáček motoru se lopatky uvolní a mezi nimi vznikne větší průtočná plocha. Rychlost spalin proudících ze spalovacího prostoru je dost velká, aby poháněla turbínu a vznikl požadovaný plnicí tlak.



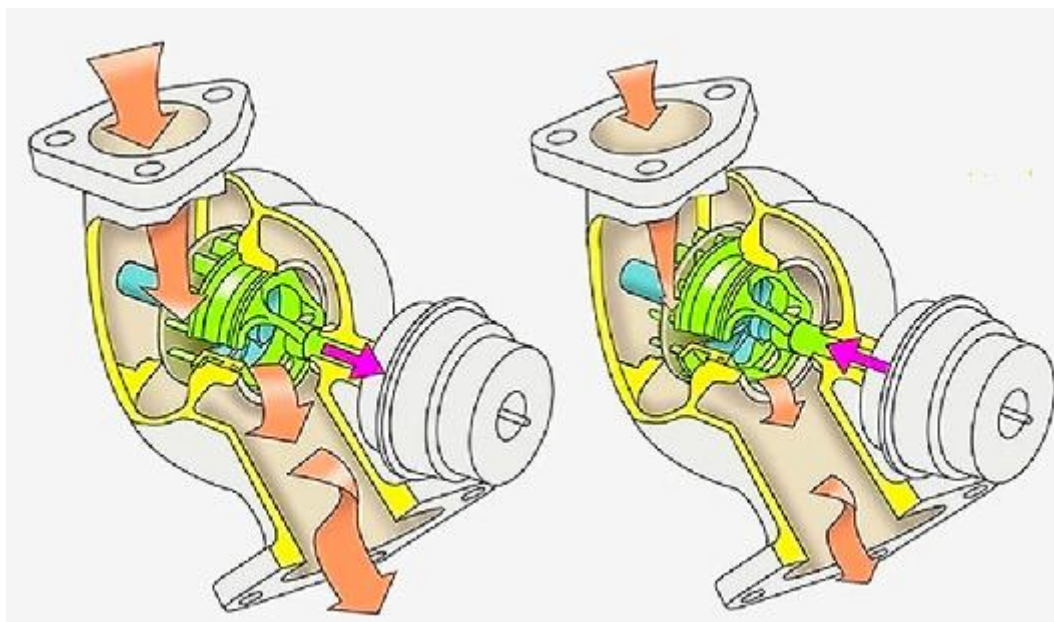
Obr. 11 Natočení lopatek při vyšších otáčkách motoru [15]



5.2.3 Regulace změnou šířky statoru turbíny

Celé rozváděcí kolo s lopatkami je rovnoměrně po celém obvodu axiálně posouváno v turbínové skříni, při teplotách blízkých se 800°C. Přitom se lopatky zasouvají do prstence v druhé stěně, která je opatřena otvory s profilem zasouvajících se lopatek. Z nutnosti vyšších ovládacích sil se pro ovládání používá pístové jednotky ovládané tlakem z brzdového systému vozidla a nikoli jednotky membránové, využívající tlaku z výstupu kompresoru. Pro hodnotu regulovaného plnicího tlaku je užito otáček rotoru turbodmychadla, které se snímají uprostřed rotoru v ložiskové skříni bezdotykovým elektromagnetickým snímačem.[16]

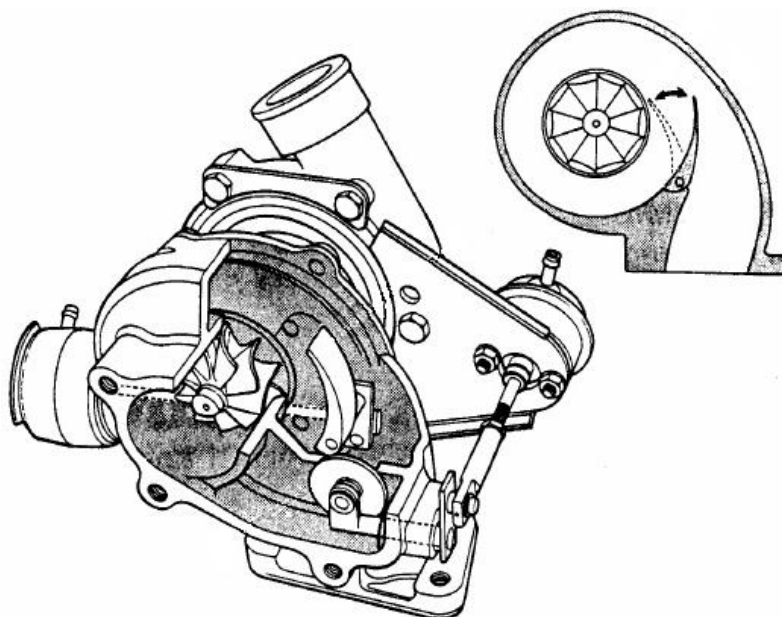
Z hlediska parametrů to je originální řešení, protože proti ostatním způsobům regulace, zde protéká celý hmotnostní průtok turbínou při optimálním úhlu náběhu proudu do oběžného kola a turbína tak má stále vysokou účinnost. Zvětšení ztrát je způsobeno pouze zvýšenými třecími ztrátami ve statoru a náhlým rozšířením kanálu mezi statorem a rotorem turbíny.[16]



Obr. 13 Regulace změnou šířky statoru turbíny [26]

5.2.4 Kombinovaná regulace

Turbodmychadlo s kombinovanou regulací je vybaveno obtokovým ventilem a směrovou klapkou. Ta reguluje rychlost plynů proudících na turbínu. Při skloněné poloze (čárkovaná) je turbodmychadlo regulováno pouze obtokovým ventilem a rychlosti plynů jsou stejné jako v běžné rozváděcí skříni. Při potřebě zvýšení výkonu a točivého momentu se směrová klapka posune do druhé polohy, zmenší se průtočná plocha a tím se docílí podobného efektu jako při regulaci VTG.



Obr. 14 Turbodmychadlo Garrett s kombinovanou regulací [16]

Tento způsob částečně odstraňuje nevýhody regulací obtokovým ventilem a není cenově tak náročný jako systém regulace natočením lopatek rozváděcího kola turbíny

5.3 Turboefekt

Je to prodleva mezi sešlápnutím akceleračního pedálu a dobou, kdy pocítíme zátah motoru způsobený turbodmychadlem. Plyny proudící na turbínu ji musí dostatečně roztočit a k tomu potřebují dosáhnout požadovaného množství a rychlosti. Další prodleva vzniká díky proměnným setrvačným silám rotoru.

Turboefekt je nežádoucí jev vznikající při použití turbodmychadla a lze jej částečně potlačit několika způsoby, například snížením setrvačných sil turbíny a to použitím lehčích materiálů nebo zmenšením jejích rozměrů. Další způsob je vstřikování paliva před turbínu. Po odlehčení pedálu dá řídicí jednotka povel ke vstříknutí malého množství paliva do výfukového potrubí, dojde k jeho vznícení a dodání potřebné kinetické energie na roztočení turbíny. Tím se otáčky kompresoru nemění v nižších otáčkách motoru. Tohoto systému se využívá především u závodních automobilů, z důvodu zvyšování spotřeby a extrémního namáhání kompresoru.

Jeden z nejčastějších způsobů zmenšování prodlevy je u moderních automobilů kombinované přeplňování.

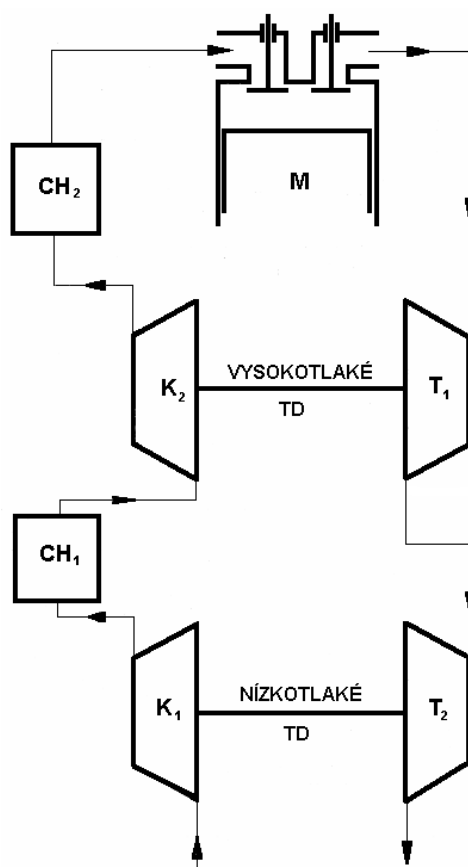


6 Kombinované přeplňování

6.1 Spojení dvou turbodmychadel

Tento systém se používá, pokud chceme dosáhnout vysokých plnicích tlaků u vysoce výkonných motorů anebo, jak už bylo zmíněno, potlačit prodlevu turbodmychadla.

Princip spočívá v sériovém zapojení dvou dmychadel do obvodu. První je nízkotlaké a dodává stlačený vzduch do spalovacího prostoru při nízkých otáčkách motoru a tím zaručuje maximální točivý moment. Při mírném zvyšování otáček a potřebě většího objemu se postupně zapojuje i vysokotlaké dmychadlo. Po dosažení vysokých otáček se menší turbo odpojuje a pracuje pouze vysokotlaké. Větší z dmychadel je většinou konstrukčně navrženo na tak velké objemy proudící na turbínu, že by prakticky neumožnovalo jednostupňové přeplňování spalovacího motoru.



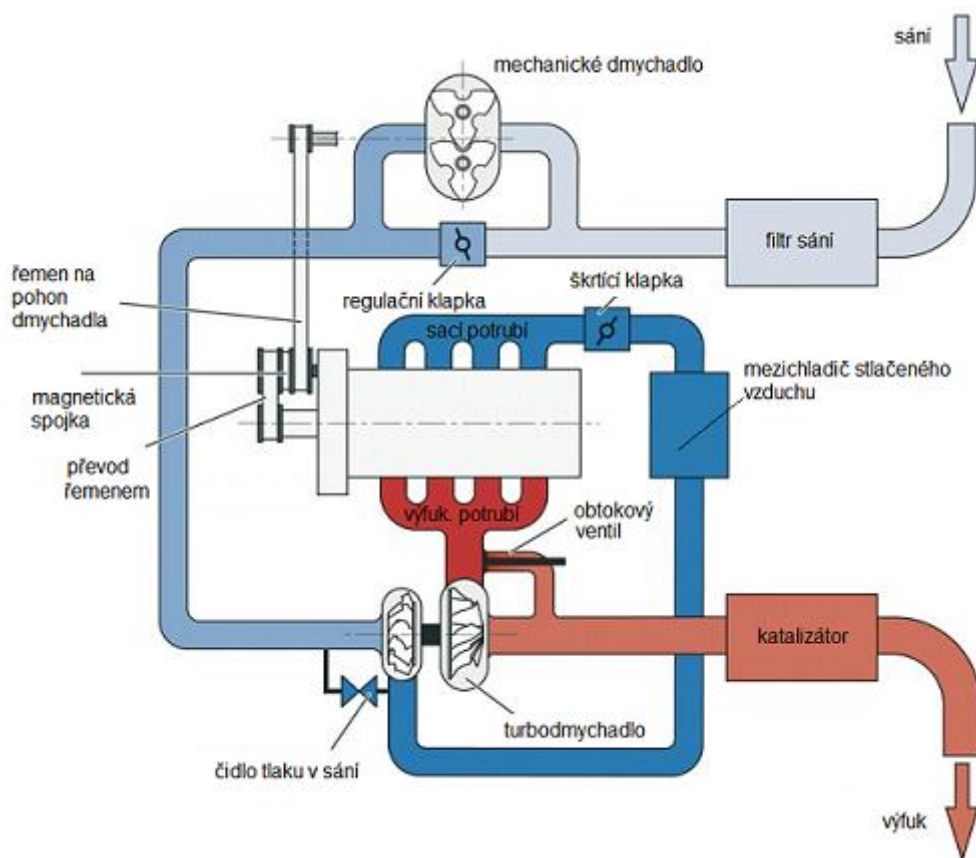
Obr. 15 Schéma dvoustupňového přeplňování [16]



6.2 Spojení turbodmychadla a mechanického dmychadla

Princip je podobný jako v předchozím případě, ale nízkotlaké dmychadlo je nahrazeno mechanickým kompresorem poháněným od klikové hřídele. Při rozjezdu auta v nízkých otáčkách sice nasávaný vzduch proudí přes obě pracovní zařízení, ale stlačování je realizováno pouze mechanickým dmychadlem. Turbodmychadlo je konstruováno na vyšší pracovní tlaky. Zvyšováním otáček se kompresor dostává do oblasti maximálního stlačení, a aby nedošlo k poškození, otevírá se regulační klapka, čímž se zmenší objem plynu přiváděný na rotory dmychadla. Nyní má už turbodmychadlo potřebný tlak na turbíně a většinu stlačeného vzduchu dodává samo. Po dosažení vyšších otáček magnetická spojka odpojí mechanické dmychadlo, aby neubíralo výkon na motoru.

Tento způsob přeplňování by měl částečně potlačit turboefekt a umožňuje dosažení vyššího výkonu motoru díky možnosti konstrukce turbodmychadla na vyšší kompresní tlaky



Obr. 16 Přeplňování kombinací mechanického dmychadla a turbodmychadla [17]



7 Dynamické přeplňování

Tento druh přeplňování využívá periodického kolísání tlaku v sacím potrubí během zdvihu pístu. Tyto výkyvy tlaku umožňují lepší plnění směsí paliva nebo čerstvým vzduchem a tím se hodnota točivého momentu blíží k maximu pro dané pracovní otáčky motoru. Tlaková vlna, která se šíří od sacího ventilu, se na konci potrubí odrazí od tlaku atmosférického a vrací se nazpátek. Při správném načasování se těsně před uzavřením sacího ventilu vrátí do válce, což zvýší objem pracovního plynu a zlepší vyplachování.

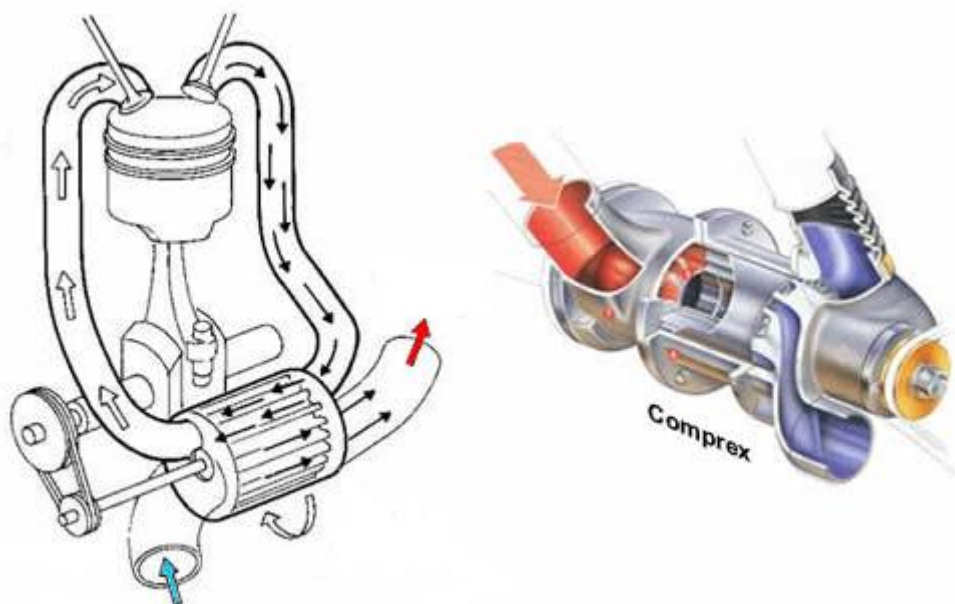
7.1 Pulzační přeplňování

Při tomto způsobu je každý válec vybaven samostatným sacím potrubím. Ve chvíli sání pístu dochází k rozkmitání sloupce plnicího plynu. Vhodnou volbou sacího potrubí se docílí rychlejšího proudění plynu sacím ventilem dovnitř spalovacího prostoru, neboli naplnění válce. Při použití variabilní délky sacího potrubí můžeme docílit správné výměny náplní v každém pracovním režimu motoru. Při nízkých otáčkách je výhodné delší potrubí s menší průtočnou plochou, naopak po zvýšení otáček se délka potrubí zkrátí a zvětší se světlost.

7.2 Comprex

Ke stlačování vzduchu se využívá tlaku výfukových plynů, které působí na vzduch v komorách oddělených lopatkami rotoru, který je poháněn ozubeným řemenem od klikové hřídele. Při každé otáčce výfukové plyny o vysokém tlaku vstupují do axiální komory mezi lopatkami rotoru, zatímco čerstvý vzduch nasátý předtím z opačné strany je v této komoře stlačen krátkým uzavřením výstupu tlakovou vlnou těchto plynů. Při pootočení rotoru se otevře výstup z komory a stlačený vzduch je tlakovou vlnou plynů vytlačěn do motoru. Po následném uzavření výstupu vzduchu a otevření výstupu výfukových plynů na opačné straně se vytvoří podtlaková vlna, která po pootočení rotoru znovu nasává čerstvý vzduch do komory. Tento děj se neustále opakuje a rovnoměrného plnění se dosahuje velkým množstvím komor rotoru. [19]

V dnešní době se mechanický pohon od kliky nahrazuje elektromotorem, který je ovládán v závislosti na teplotě a rychlosti výfukových plynů. Comprex umožňuje využití energie výfukových plynů bez jevu prodlevy.



Obr. 17 Tlakovzdušný výměník Comprex [18]

7.3 Rezonanční přeplňování

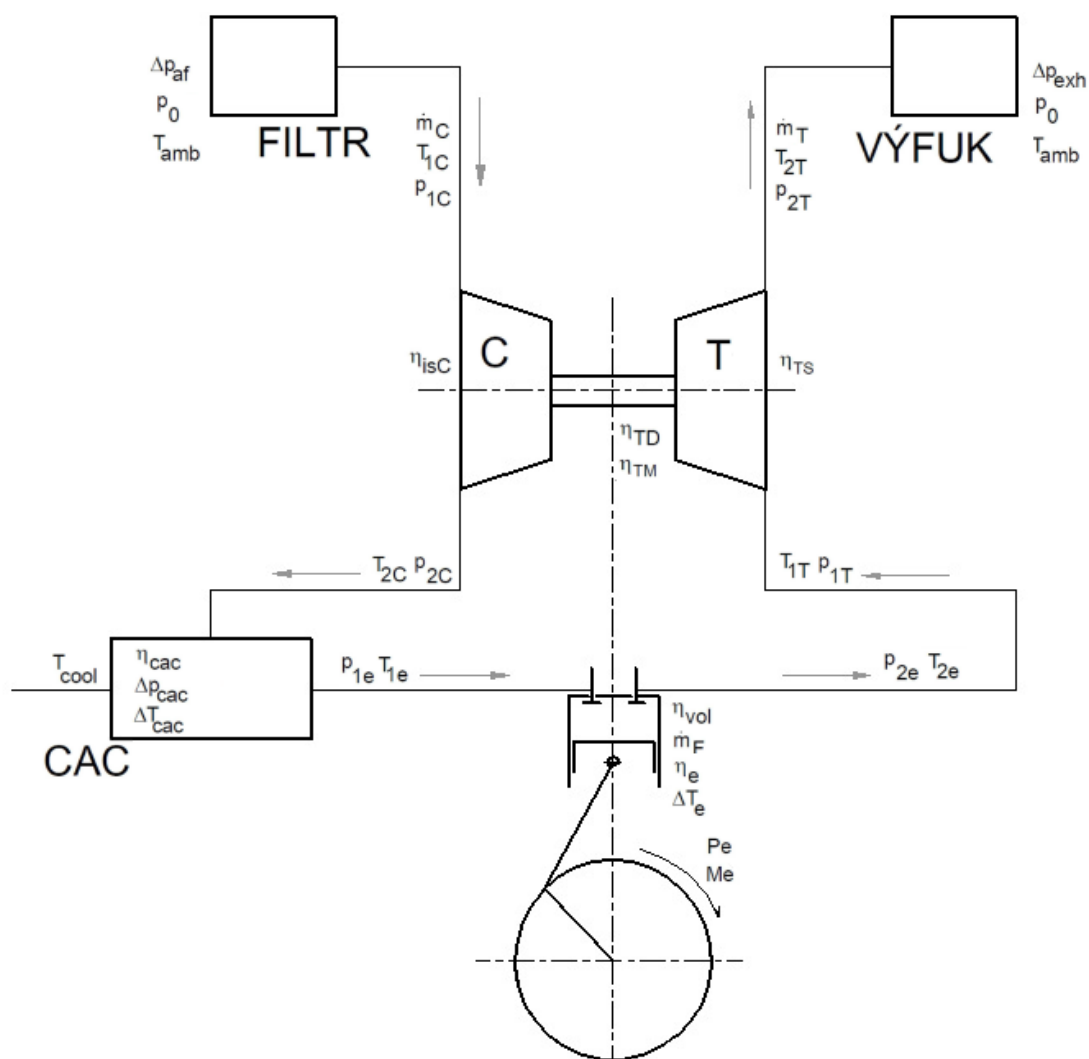
Je to přeplňování soustavy více válců, které jsou mezi sebou spojeny krátkým potrubím a odděleny stejnými rozestupy. Válce jsou propojeny s rezonanční komorou a ta je spojena s atmosférou nebo s tlakovým zásobníkem. Frekvence tlakových kmitů v sání, daná otáčkami motoru, musí být stejná jako frekvence plynu proudícího z rezonátoru, aby docházelo k přeplňování. Toho docílíme buď připojením několika rezonátorů, z nichž každý bude odpovídat otáčkám v určitém pracovním režimu motoru nebo odpojitelným rezonátorem, který bude pracovat pouze při potřebných otáčkách motoru.



8 Výpočet turbodmychadla

8.1 Volba koncepce turbodmychadla

Návrhový výpočet je podle zadaných hodnot pro čtyřdobý vznětový motor použitý v traktoru. Je volena klasická koncepce kombinace radiální turbíny a radiálního kompresoru. Toto řešení umožňuje stlačení v jednom stupni a zle jím dosáhnout pokrytí širšího pracovního režimu.



Obr. 18 Schéma přepřehnaného motoru turbodmychadlem

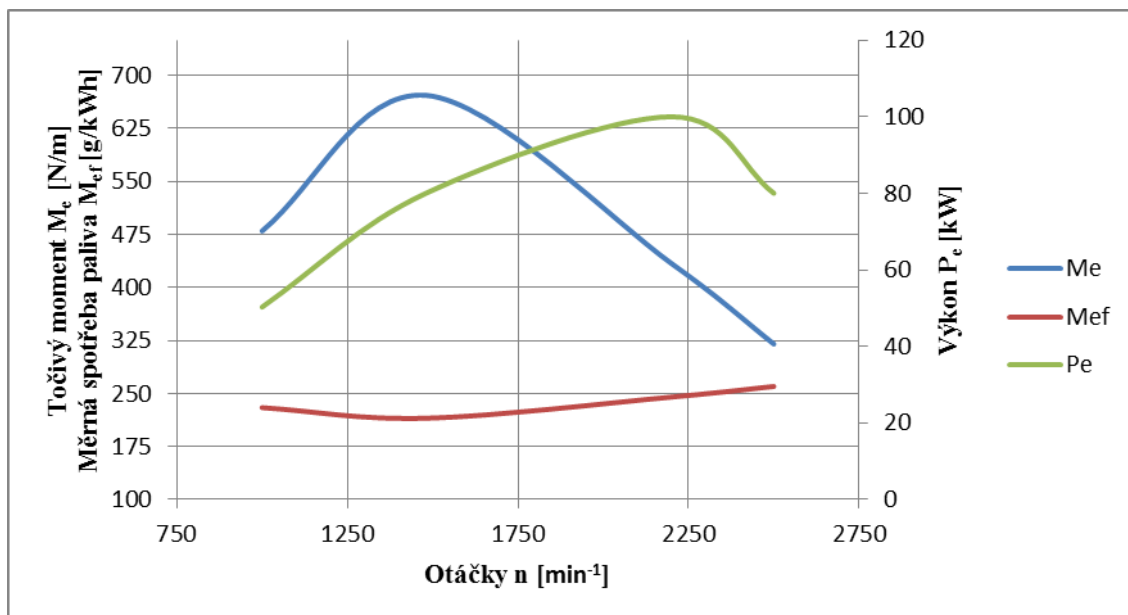


8.2 Zadané hodnoty k výpočtu

Výpočet se bude provádět pro tři pracovní režimy motoru přesně definované otáčkami. Motor je vznětový, palivem je motorová nafta. Pro názornost je uvedena momentová charakteristika motoru v závislosti na otáčkách dle zadaných parametrů.

Tab. 1 Zadané hodnoty pro přepíňovaný čtyřtákní motor

$P_{e_{n_{\max}}}$	100		[kW] při 2200 [min ⁻¹]	
$M_{e_{\max}}$	672,00		[Nm] při 1480 [min ⁻¹]	
i	4		[-]	
V_z	4,156		[l]	
T_{amb}	20		[°C]	
p_{amb}	98,8		[kPa]	
T_{cool}	20		[°C]	
n	1000	1480	2200	[min ⁻¹]
η_{vol}	0,88	0,9	0,89	[-]
η_{cal}	0,8	0,85	0,9	[-]
Δp_{af}	1,5	2,5	3,5	[kPa]
Δp_{cac}	1,5	2,5	3,5	[kPa]
Δp_{exh}	3	4	5	[kPa]
P_e	50,27	93,2	100	[kW]
M_e	480	672	434	[Nm]
M_{ef}	230	215	245	[g/kWh]
ΔT_e	571,9	610,7	516,85	[°C]
A/F	20,45	20,44	20,42	[-]



Obr. 19 Vnější otáčková charakteristika zadaného motoru

8.3 Stanovení požadované hustoty plnicího vzduchu

Pro výpočet je uvažováno plnění suchým vzduchem, pro který platí termodynamické rovnice ideálního plynu.

Vztah pro výpočet efektivního výkonu pístového motoru dle [1] je:

$$P_e = i \cdot V_H \cdot p_e \cdot \frac{n}{\tau} \quad [\text{W}] \quad (1)$$

$$\text{kde: } V_H = \frac{V_Z}{i} \quad [\text{l}] \quad (2)$$

τ voleno z [1], pro čtyřdobý motor $\tau = 2$

Střední efektivní tlak na píst je možné vyjádřit vztahem dle [1]:

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \cdot \lambda_Z} \cdot \rho_{1e} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad [\text{Pa}] \quad (3)$$

kde: H_u je voleno dle [1] v našem případě je palivem motorová nafta tomu odpovídá dolní výhřevnost $H_u = 44,2 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

$$\sigma_t \cdot \lambda_Z = A / F \quad (4)$$

$$\eta_i \cdot \eta_m = \eta_e \quad (5)$$



Dosazením vztahu (2) do (1); (4) a (5) do (3) a následnou úpravou lze vyjádřit vztah pro požadovanou hustotu plnicího vzduchu:

$$\rho_{1e} = 60 \cdot \frac{A/F \cdot P_e \cdot \tau}{n \cdot V_Z \cdot H_u \cdot \eta_e \cdot \eta_{vol}} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (6)$$

v tomto vztahu neznáme účinnost přeměny tepla v mechanickou práci η_e , která se vyjádří ze vztahu dle [1]:

$$P_e = H_u \cdot \dot{m}_F \cdot \eta_e \Rightarrow \eta_e = \frac{P_e}{H_u \cdot \dot{m}_F} [-] \quad (7)$$

$$\text{kde: } \dot{m}_F = \frac{M_{ef} \cdot P_e}{3600} \text{ [g} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (8)$$

Příklad výpočtu pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

$$\dot{m}_F = \frac{M_{ef} \cdot P_e}{3600} = \frac{245 \cdot 100}{3600} = 6,81 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\eta_e = \frac{P_e}{H_u \cdot \dot{m}_F} = \frac{100}{44,2 \cdot 6,81} = 0,332$$

$$\rho_{1e} = 60 \cdot \frac{A/F \cdot P_e \cdot \tau}{n \cdot V_Z \cdot H_u \cdot \eta_e \cdot \eta_{vol}} = 60 \cdot \frac{20,42 \cdot 100 \cdot 2}{2200 \cdot 44,2 \cdot 4,156 \cdot 0,332 \cdot 0,89} = 2,05 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Tab. 2 Vypočtené hodnoty pro jednotlivé otáčky

n	1000	1480	2200	$[\text{min}^{-1}]$
M_{ef}	230	215	245	$[\text{g/kWh}]$
η_{vol}	0,88	0,9	0,89	$[\%]$
P_e	50,27	93,2	100	$[\text{kW}]$
A/F	20,45	20,44	20,42	$[-]$
\dot{m}_F	3,212	5,556	6,81	$[\text{g} \cdot \text{s}^{-1}]$
η_e	0,354	0,379	0,332	$[-]$
ρ_{1e}	2,156	2,465	2,050	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$



8.4 Návrhový výpočet radiálního kompresoru

Aby motor dosáhl požadované výkonové a momentové charakteristiky je zapotřebí navrhnout rozměry kompresoru dostačující k vytvoření plnicí hustoty (tab. 2). Za radiálním kompresorem je umístěn mezichladič stačeného vzduchu. Je nutné stanovit hmotnostní průtok na turbíně a celkové stlačení kompresoru. Podle vypočtených hodnot následně ke kompresoru budeme počítat příslušnou turbínu.

8.4.1 Určení požadovaného stlačení

Stlačení kompresoru je dle [1] definováno jako:

$$\Pi_C = \frac{p_{2C}}{p_{1C}} \quad [-] \quad (9)$$

Jak už bylo řečeno, uvažujeme jako pracovní látku ideální plyn, můžeme tedy tlak vypočítat ze stavové rovnice dle [5]:

$$p \cdot V = n_l \cdot R \cdot T \Rightarrow p = \frac{n_l \cdot R \cdot T}{V} \quad [\text{Pa}] \quad (10)$$

$$\text{kde: } V = n_l \cdot V_m \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (11)$$

$$V_m = \frac{\rho}{M} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{mol}^{-3}] \quad (12)$$

Po dosazení vztahů (11) a (12) do vztahu (10) získáme rovnici:

$$p_{1e} = \frac{R \cdot T_{1e} \cdot \rho_{1e}}{M_A} \quad [\text{Pa}] \quad (13)$$

kde: M_A je voleno dle [5], $M_A = 28,97 \text{ kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$

Vstupní tlak p_{1C} je snížen o tlakovou ztrátu ve vzduchovém filtru:

$$p_{1C} = p_{amb} - \Delta p_{af} \quad [\text{Pa}] \quad (14)$$

Výstupní tlak z kompresoru p_{2C} musí být navýšen o hodnotu ztráty v mezichladiči stlačeného vzduchu pak tedy vztah pro výpočet je:

$$p_{2C} = p_{1e} + \Delta p_{cac} \quad [\text{Pa}] \quad (15)$$



Teplota vzduchu před a za kompresorem se mění a s uvažováním isoentropické účinnosti se teplotní spád vypočítá dle [1] ze vztahu:

$$\Delta T_C = \frac{T_{1C}}{\eta_{isC}} \cdot \left(\Pi_C^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} - 1 \right) [\text{K}] \quad (16)$$

kde: $T_{1C} = T_{amb}$ neuvažuje se oteplení v sacím potrubí před kompresorem vyvolané třením vzduchu anebo působením vnějšího zdroje

κ_A je voleno dle [5], pro dvouatomové plyny $\kappa_A = 1,4$

Isoentropická účinnost η_{isC} je volena pro jednotlivé otáčky:

Tab. 3 Tabulka isoentropických účinností kompresoru při jednotlivých pracovních otáčkách

n	1000	1480	2200	$[\text{min}^{-1}]$
η_{isC}	0,76	0,74	0,70	[-]

Výstupní teplota z kompresoru dle [1]:

$$T_{2C} = T_{1C} + \Delta T_C = T_{amb} + \Delta T_C [\text{K}] \quad (17)$$

Na schématu celého přeplňovaného motoru (obr. 18) vidíme, že teplota plnicího vzduchu vstupovaného do válce se snižuje v mezichladiči, vztah pro výpočet pak tedy bude:

$$T_{1e} = T_{2C} - \Delta T_{cac} [\text{K}] \quad (18)$$

kde: ΔT_{cac} je definováno účinností mezichladiče:

$$\Delta T_{cac} = \eta_{cac} \cdot (T_{2C} - T_{cool}) [\text{K}] \quad (19)$$

Jak je patrné ze vztahů uvedených výše, výpočet Π_C musí být proveden iterační metodou, protože stlačení kompresoru je závislé na vstupním tlaku p_{1e} počítaném ze vstupní teploty T_{1C} , zpětně závislé na stlačení.

Hustota plnicího vzduchu je následně dopočítána vztahem:

$$\rho_{1e} = \frac{p_{1e} \cdot M_A}{R \cdot T_{1e}} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (20)$$



Vstupní tlak je dopočítán dle:

$$p_{1e} = (\Pi_C \cdot p_{1C}) - \Delta p_{cac} \text{ [Pa]} \quad (21)$$

Výpočet byl proveden v programu MathCAD 14. Pro začátek výpočtu se volí libovolné stlačení a porovnávají se výsledky plnicí hustoty, kterou vypočteme s pomocí stlačení a přesnou uvedenou v tab. 2.

Tab. 4 Výsledky iteračního výpočtu stlačení kompresoru

n	1000	1480	2200	[min ⁻¹]
p_{amb}	98,5			[kPa]
Δp_{af}	3,5	2,5	1,5	[kPa]
Δp_{cac}	3,5	2,5	1,5	[kPa]
T_{1C}	293,15			[K]
T_{cool}	293,15			[K]
η_{cac}	0,9	0,85	0,8	[-]
Π_C	1,86	2,18	1,83	[-]
p_{1C}	95	96	97	[kPa]
ΔT_C	74,83	98,8	74,66	[K]
T_{2C}	367,98	391,95	367,81	[K]
ΔT_{cac}	67,367	83,98	59,728	[K]
T_{1e}	300,633	307,98	308,082	[K]
p_{1e}	186,22	217,68	181,5	[kPa]
ρ_{1e}	2,156	2,456	2,050	[kg·m ⁻³]
ρ_{1evyp}	2,158	2,464	2,053	[kg·m ⁻³]

V tab. 4 jsou uvedeny hodnoty ρ_{1evyp} což jsou výsledky iteračního výpočtu a hodnoty ρ_{1e} , které jsou vypočtené v kapitole 8.3. Stupeň stlačení byl volen tak, aby maximální odchylka obou výsledků byla 0,1%.



8.4.2 Stanovení příkonu a hmotnostního toku kompresorem

Hltnost přeplňovaného čtyřdobého motoru, tedy celkový hmotnostní tok, jež dodává kompresor, je možno rozdělit [1]:

- hmotnostní tok vzduchu, který zůstává uzavřen ve válci motoru tedy spalovací hmotnostní tok m_z
- proplachovací hmotnostní tok m_{pr} , který v době překřížení ventilů propláchne spalovací prostor a unikne do výfukového traktu

Pro zjednodušení výpočtu a vzhledem k minimálnímu podílu proplachovacího hmotnostního toku na celém hmotnostním toku ho zanedbáváme.

Celkový hmotnostní tok dle [1]:

$$\dot{m}_c = i \cdot V_H \cdot \eta_{vol} \cdot \rho_{levyp} \cdot \frac{n}{\tau} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (22)$$

$$\text{kde: } i \cdot V_H = V_Z \quad [\text{l}] \quad (23)$$

Abychom mohli odsazovat v zadaných jednotkách, musíme vztah upravit:

$$\dot{m}_c = \frac{V_Z \cdot \eta_{vol} \cdot \rho_{levyp} \cdot n}{\tau \cdot 6 \cdot 10^4} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (24)$$

Příklad výpočtu pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

$$\dot{m}_c = \frac{V_Z \cdot \eta_{vol} \cdot \rho_{le} \cdot n}{\tau \cdot 6 \cdot 10^4} = \frac{4,156 \cdot 0,89 \cdot 2,053 \cdot 2200}{2 \cdot 6 \cdot 10^4} = 0,139 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tab. 5 Hodnoty výpočtu hmotnostního toku pro jednotlivé otáčky

n	1000	1480	2200	$[\text{min}^{-1}]$
ρ_{levyp}	2,158	2,464	2,053	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
η_{vol}	0,88	0,9	0,89	$[-]$
τ	2			$[-]$
V_Z	4,156			$[\text{l}]$
\dot{m}_c	0,065	0,113	0,139	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$



Příkon kompresoru je dán vztahem dle [1]:

$$P_C = \frac{H_{Cc} \cdot \dot{m}_C}{1000} \text{ [kW]} \quad (25)$$

$$\text{kde: } H_{Cc} = \frac{c_{pA} \cdot T_{1C}}{\eta_{isC}} \cdot \left(\Pi_C^{\frac{\kappa_A-1}{\kappa_A}} - 1 \right) \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (26)$$

$$\text{kde: } T_{1C} = T_{amb} \text{ [K]} \quad (27)$$

$$c_{pA} = r_A \frac{\kappa_A}{\kappa_A - 1} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (28)$$

kde: r_A je měrná plynová konstanta, voleno dle [1] $r_A = 289 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Příklad výpočtu pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

$$c_{pA} = r_A \frac{\kappa_A}{\kappa_A - 1} = 289 \cdot \frac{1,4}{1,4 - 1} = 1011,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$H_{Cc} = \frac{c_{pA} \cdot T_{1C}}{\eta_{isC}} \cdot \left(\Pi_C^{\frac{\kappa_A-1}{\kappa_A}} - 1 \right) = \frac{1011,5 \cdot 293,15}{0,7} \cdot \left(1,83^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 79833,7 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$P_C = \frac{H_{Cc} \cdot \dot{m}_C}{1000} = \frac{79833,7 \cdot 0,139}{1000} = 11,1 \text{ kW}$$

Tab. 6 Výsledné hodnoty pro jednotlivé otáčky

n	1000	1480	2200	$[\text{min}^{-1}]$
η_{isC}	0,76	0,74	0,70	[-]
T_{1C}	293,15			[K]
\dot{m}_C	0,065	0,113	0,139	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
c_{pA}	1011,5			$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
Π_C	1,86	2,18	1,83	[-]
H_{Cc}	75690,3	99936,1	79833,7	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
P_C	4,92	11,29	11,10	[kW]



8.5 Návrhový výpočet radiální turbíny

Abychom dosáhly požadovaného příkonu na kompresoru, je zapotřebí navrhnout odpovídající turbínu. Expandující výfukové plyny dodávají energii turbíně, musíme tedy stanovit celkový hmotnostní tok na turbíně \dot{m}_T a celkový expanzní poměr Π_T . Pro návrhový výpočet neuvažujeme regulaci výfukových plynů na turbíně, a tedy celkový hmotnostní průtok spalovacího motoru bude roven průtoku na turbíně.

8.5.1 Stanovení hmotnostního toku turbínou

Hmotnostní tok turbínou:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_C + \dot{m}_F \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (29)$$

Příklad výpočtu pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

$$\dot{m}_T = \dot{m}_C + \dot{m}_F = 0,139 + 0,00681 = 0,14581 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tab. 7 Výsledky výpočtu hmotnostního toku na turbíně pro jednotlivé otáčky

n	1000	1480	2200	$[\text{min}^{-1}]$
\dot{m}_C	0,065	0,113	0,139	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
\dot{m}_F	0,003212	0,005556	0,00681	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
\dot{m}_T	0,068212	0,118556	0,14581	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

8.5.2 Stanovení rovnováhy výkonu na turbíně a kompresoru, určení pracovních bodů turbíny

Výkon turbíny musí být v rovnováze s příkonem kompresoru při uvažování mechanických ztrát třením, tato skutečnost je popsána vztahem:

$$\dot{m}_C \cdot H_{isC} = \dot{m}_T \cdot H_{isT} \cdot \eta_{TD} \quad (30)$$

$$\text{kde: } H_{isC} = c_{pA} \cdot T_{1C} \left(\Pi_C^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} - 1 \right) [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (31)$$

Ve vztahu (30) se vyskytuje neznámá η_{TD} , což je celková účinnost turbodmychadla, volené hodnoty účinností jsou uvedeny v tab. 8.



Tab. 8 Hodnoty celkových účinností pro jednotlivé otáčky

n	1000	1480	2200	$[\text{min}^{-1}]$
η_{TD}	0,6	0,59	0,58	$[-]$

Celkový isoentropický spád turbíny vyjádříme ze vztahu (30):

$$H_{isT} = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_T} \cdot \frac{H_{isC}}{\eta_{TD}} \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (32)$$

Expanzní poměr na turbíně se vypočítá ze vztahu dle [1]:

$$\Pi_T = \frac{1}{\left(1 - \frac{H_{isT}}{c_{pE} \cdot T_{1T}}\right)^{\frac{\kappa_E}{\kappa_E - 1}}} \quad [-] \quad (33)$$

kde: $T_{1T} = T_{2e}$ neuvažujeme ztráty tepla sáláním do okolí přes výfukové potrubí

c_{pE} odečteno z Přílohy P1 pomocí T_{1T}

κ_E dle [1], $\kappa_E = 1,35$

Absolutní teplota spalin z motoru je definována vztahem:

$$T_{2e} = T_{1e} + \Delta T_e \quad [\text{K}] \quad (34)$$

Musíme dále stanovit pracovní tlak před a za turbínou. Pracovní tlak za turbínou p_{2T} je definován jako:

$$p_{2T} = T_{amb} + \Delta T_{exh} \quad [\text{kPa}] \quad (35)$$

Tlak před turbínou je určen s pomocí potřebného expanzního poměru na turbíně:

$$p_{1T} = p_{2T} \cdot \Pi_T \quad [\text{kPa}] \quad (36)$$

Příklad výpočtu pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

$$H_{isC} = c_{pA} \cdot T_{1C} \left(\Pi_C^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} - 1 \right) = 1271 \cdot 293,15 \cdot \left(1,86^{\frac{1,4 - 1}{1,4}} - 1 \right) = 70220,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$



$$H_{isT} = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_T} \cdot \frac{H_{isC}}{\eta_{TD}} = \frac{0,139}{0,14581} \cdot \frac{70220,5}{0,58} = 115415,3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$T_{2e} = T_{1e} + \Delta T_e = 308,082 + 790 = 1098,1 \text{ K}$$

$$\Pi_T = \frac{1}{\left(1 - \frac{H_{isT}}{c_{pE} \cdot T_{1T}}\right)^{\frac{\kappa_E}{\kappa_E - 1}}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{115415,3}{1271 \cdot 1093,1}\right)^{\frac{1,35}{1,35 - 1}}} = 1,4$$

$$p_{2T} = T_{amb} + \Delta T_{exh} = 98,8 + 5 = 103,8 \text{ kPa}$$

$$p_{1T} = p_{2T} \cdot \Pi_T = 103,8 \cdot 1,4 = 145,3 \text{ kPa}$$

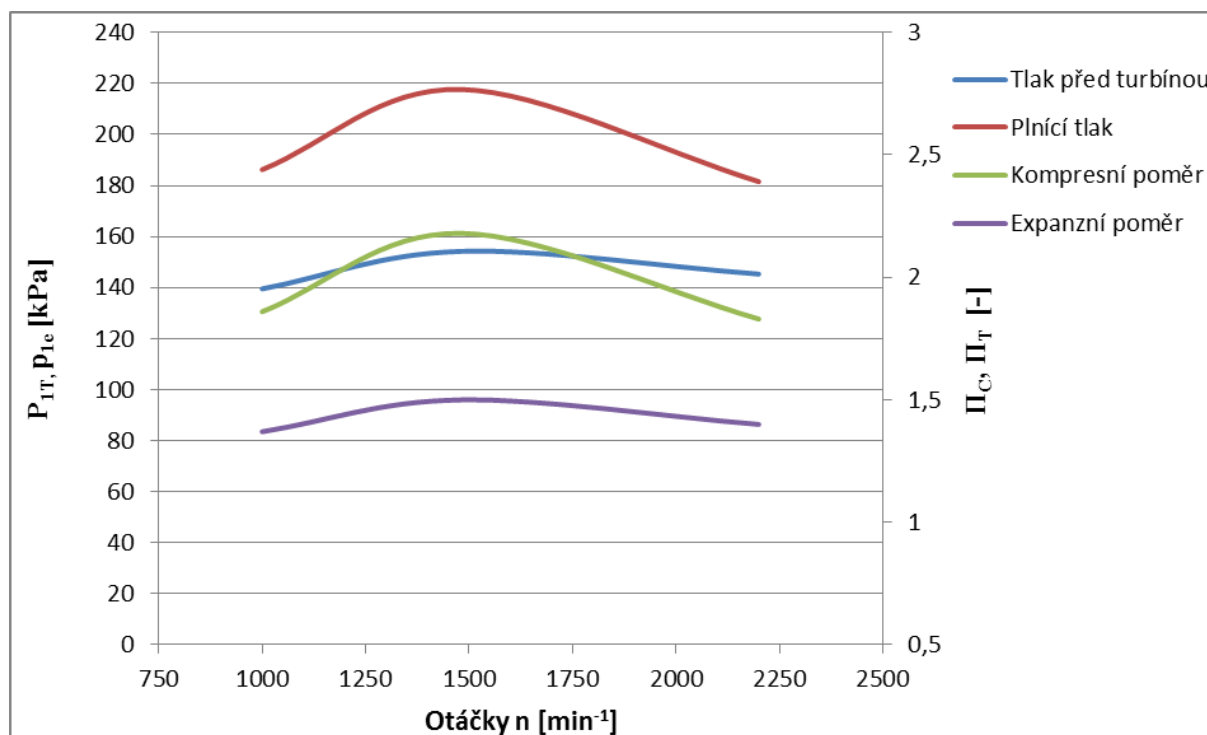
Tab. 9 Vypočtené hodnoty pro jednotlivé otáčky

n	1000	1480	2200	[min ⁻¹]
ΔT_e	845,05	883,85	790	[K]
η_{TD}	0,6	0,59	0,58	[-]
T_{1C}	293,15			[K]
Π_C	1,86	2,18	1,83	[-]
T_{1e}	300,633	307,98	308,082	[K]
c_{pA}	1011,5			[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
c_{pE}	1281	1290	1271	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
H_{isT}	115644,1	152363,5	115415,3	[J·kg ⁻¹]
H_{isC}	72851,2	94314,4	70220,5	[J·kg ⁻¹]
T_{2e}	1145,7	1191,85	1098,1	[K]
Π_T	1,37	1,50	1,40	[-]
p_{2T}	101,8	102,8	103,8	[kPa]
p_{1T}	139,5	154,2	145,3	[kPa]

Na Obr. 20 je možno vidět graf zobrazující hlavní spočítané veličiny návrhového výpočtu. Stlačení na kompresoru Π_C , expanzní poměr na turbíně Π_T , tlak plnicího vzduchu p_{1e} a tlak plynů vstupujících na turbínu p_{1T} . Oba tlaky se podílí na celkové účinnosti turbodmychadla.



Návrhový výpočet uvažuje jako plnicí látku ideální plyn a navíc neuvažujeme recirkulaci výfukových plynů a možnost regulace turbodmychadla. Oba hlavní tlaky jsou ovlivněny odhadovanou účinností turbodmychadla η_{TD} .



Obr. 20 Graf stlačení a tlaků v závislosti na otáčkách motoru

Obsahem bakalářské práce je pouze návrhový výpočet, po něm by však měl následovat korigovaný výpočet s uvažováním všech mechanických ztrát a odporů, uvažování regulace plnicího tlaku a následně volba nejvhodnějšího turbodmychadla podle dostupných modelů výrobců.



ZÁVĚR

V dnešní době se u klasických automobilů klade největší důraz na ekonomičnost a ekologičnost. S pomocí některého z výše uvedeného způsobu přeplňování lze dosáhnout menších zdvihových objemů při stejných, nebo nepatrně vyšších, výkonových parametrech. To vede ke snižování spotřeby, a pokud se použije systém opětovného plnění výfukovými spaliny, také k redukci škodlivých látek znečišťující ovzduší. Dá se předpokládat, že automobilový průmysl se bude touto cestou ubírat i nadále z důvodu stále větších nároků na životní prostředí a zvyšující se náklady na pohonné hmoty.

Nutno podotknout, že se u převažující většiny přeplňovaných aut nižších a středních tříd zapomíná na to, co bylo hlavním úkolem přeplňování – zvyšovat výkon. Motory jsou sice ekologické a maloobjemové, ale skutečný požitek z jízdy se po sešlápnutí plynového pedálu poněkud ztrácí.

Přeplňování nejvíce využívá u zážehových motorů a u benzinových bývá použito u sportovnějších modelů. Pokud jde o další vývoj systémů přeplňování, budou se nejspíše zdokonalovat vlastnosti materiálů turbínových kol pro použití u vznětových motorů, kde jsou vysoké teploty výfukových plynů. Také použití zdvojeného plnění turbodmychadly má velký potenciál a dobré výkonové charakteristiky i při použití u automobilů nižších tříd.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOFMANN, Karel. ALTERNATIVNÍ POHONY [s.l.] [s.n.] 2003 [citováno 2011-03-11]. Dostupný z WWW:<www.ite.fme.vutbr.cz/opory/Alt.pohony.pdf>.
- [2] VLK, František. Vozidlové spalovací motory. 1. vyd. Brno : Vlk, 2003. 580 s.
- [3] LANÍK, Ondřej. Přepřňování (1. díl): teorie + mechanické přepřňování [online]. 2004 [citováno 2011-03-11]. Dostupný z WWW: <<http://www.auto.cz/preplnovani-1-dil-teorie-mechanicke-preplnovani-16778>>.
- [4] DUCHÁČEK, Vladimír. Základní možnosti využití Rootsových dmychadel [online]. 2004 [citováno 2011-03-24]. Dostupný z WWW: < <http://www.mmspektrum.com/clanek/zakladni-moznosti-vyuziti-rootsovy-ch-dmychadel> >.
- [5] PAVELEK, M. a kol. Termomechanika. Skripta VUT Brno 2003.
- [6] THE ROOTS BLOWER [online]. 2002 [citováno 2011-03-23]. Dostupný z WWW: <<http://www.sdrm.org/roster/diesel/emd/history/roots-1.jpg>>.
- [7] SUPERCHARGERS [online]. 2005 [citováno 2011-04-23]. Dostupný u WWW:<<http://www.superchargerperformance.com/wpcontent/uploads/2009/04/miller12.jpg>>.
- [8] IAT TESTING [online]. 2007 [citováno 2011-03-24]. Dostupný z WWW:<http://www.oguraclutch.co.jp/english/e_products/sc/image/sc-mecha.gif>.
- [9] ZELINKA, Petr. Technika: G-dmychadlo [online]. 2006 [citováno 2011-24-04]. Dostupný z WWW:<<http://fotogalerie.autoroad.cz/foto-detail-clanek/clanek/12971/#no1>>.
- [10] ROTREX SUPERGARGERS KIT [online]. 2007 [citováno 2011-04-24]. Dostupný z WWW:<[http://ecoyota.pagesperso-orange.fr/images/rotrex-superchargerblower 1.jpg](http://ecoyota.pagesperso-orange.fr/images/rotrex-superchargerblower%201.jpg)>.
- [11] LA SURALIMENTATION [online]. [citováno 2011-04-25]. Dostupný z WWW:<<http://alex.carpent.free.fr/Suralim.htm>>.
- [12] INTEGRACE. Výhody a nevýhody přepřňovaných motorů [online]. [citováno 2011-04-22]. Dostupný z WWW:< <http://www.alfisti.cz/index.php?link=cuore-technika-motory-turbo-atmo>>.
- [13] VONK [online]. 2002 [citováno 2011-04-25]. Dostupný z WWW:<<http://forums.audiworld.com/showthread.php?t=1476692>>.



- [14] LANÍK, Ondřej. Přepřínování (2. díl): turbodmychadla [online]. 2004[citováno 2011-04-25]. Dostupný z WWW:< <http://www.auto.cz/preplnovani-2-dil-turbodmychadla-16765>>.
- [15] IAUTOLAND [online]. 2008 [citováno 2011-04-25]. Dostupný z WWW:< http://iautoland.co.kr/data/geditor/0809/3660867769_196d698b_VGT.JPG>.
- [16] HOFMANN, Karel. REGULOVANÉ PŘEPLŇOVÁNÍ VOZIDLOVÝCH MOTORŮ [online]. 2000 [citováno 2011-04-29]. Dostupný z WWW:< http://www.ksd.tul.cz/studenti/texty/Hofmann_Preplnovani.pdf >.
- [17] MOTOR-TALK [online]. [citováno 2011-04-29]. Dostupný z WWW:< <http://www.motor-talk.de/bilder/golf-vi-1-4-tsi-160-ps-g7593520/twincharger-schema-i203042885.html>>.
- [18] MECHANICA-VIRTUAL [online]. 2010 [citováno 2011-04-29]. Dostupný z WWW:< <http://www.mecanicavirtual.org/turbo-compresores.htm>>.
- [19] STUDOVNA. Přepřínování pístových spalovacích motorů [online]. [citováno 2011-04-29]. Dostupný z WWW:<www.sossoukyjov.cz/studovna/soubory/4/P%C5%99ep%C5%88ov%C3%A1n%C3%AD%20-%20jen%20text.doc>.
- [20] CORVAIR CORSA. 2009 [citováno 2011-03-11]. Dostupné z WWW:< <http://www.corvaircorsa.com/turbo02.html>>.
- [21] CUMMINS TURBO TECHNOLOGIES. History of turbocharging [online]. 2011 [citováno 2011-03-11]. Dostupné z WWW:< http://www.holset.co.uk/mainsite/files/2_4-history%20of%20turbocharging.php>.
- [22] TRHOŇ, Tomáš. Turbodmychadlo – historie a současnost [online]. 2007 [citováno 2011-03-10]. Dostupné z WWW:< <http://clanky.katalog-automobilu.cz/slovník-pojmu-automobily/turbo-historie-a-soucasnost/>>.
- [23] NASTOUPIL, Marek. Sto let turbodmychadla [online]. 2005 [citováno 2011-03-10]. Dostupné z WWW:< <http://www.autoweb.cz/autonovinky-nova-auta/sto-let-turbodmychadla/2479/>>.
- [24] HERBICH, Richard. Turba a kompresory – o co vlastně jde? [online]. 2007 [citováno 2011-03-10]. Dostupné z WWW:< <http://www.autoweb.cz/turba-a-kompresory-o-co-vlastne-jde/>>.
- [25] RENAULT F1 [online]. 2005 [citováno 2011-03-11]. Dostupný z WWW:< <http://renault-f1.navajo.cz/> >.



- [26] ZVYŠOVÁNÍ VÝKONU MOTORU. [citováno 2011-04-25]. Dostupný z WWW:<
http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/prislusenstvi/zvysovani_vykonu.html>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A/F	[-]	směšovací hmotnostní poměr vzduch/palivo
c_{pA}	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita vzduchu při konstantním tlaku
c_{pE}	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita spalín při konstantním tlaku
H_{Cc}	$[J \cdot kg^{-1}]$	celkový entalpický spád kompresoru
H_{isC}	$[J \cdot kg^{-1}]$	celkový isoentropický entalpický spád kompresoru
H_{isT}	$[J \cdot kg^{-1}]$	celkový isoentropický entalpický spád turbíny
i	[-]	počet válců
M_A	$[kg \cdot kmol^{-1}]$	molární hmotnost suchého vzduchu
\dot{m}_C	$[kg \cdot s^{-1}]$	celkový hmotnostní tok kompresorem
M_e	$[N \cdot m^{-1}]$	točivý moment
M_{ef}	$[g \cdot kWh^{-1}]$	měrná spotřeba paliva
\dot{m}_F	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok paliva
\dot{m}_T	$[kg \cdot s^{-1}]$	celkový hmotnostní tok a turbíně
n	$[min^{-1}]$	otáčky
n_l	[mol]	látkové množství
p_{1T}	[kW]	tlak na vstupu do turbíny turbínu
p_{2T}	[kW]	tlak na výstupu z turbíny
p_{amb}	[kPa]	atmosférický tlak
P_C	[kW]	příkon kompresoru
P_e	[kW]	výkon motoru
R	$[J \cdot kmol^{-1} \cdot K^{-1}]$	universální plynová konstanta
T_{1C}	[K]	teplota na vstupu do kompresoru
T_{1e}	[K]	teplota plnicího vzduchu
T_{amb}	[K]	atmosférický tlak
T_{cool}	[K]	teplota chladícího média mezichladiče stlačeného vzduchu
V_H	[l]	zdvihový objem motoru
V_Z	$[m^3]$	objem jednoho válce
Δp_{af}	[kPa]	tlaková ztráta vzduchového filtru
Δp_{cac}	[kPa]	tlaková ztráta mezichladiče tlakového vzduchu
Δp_{ex}	[kPa]	tlaková ztráta výfukového potrubí
ΔT_e	[K]	oteplení pracovní směsi v motoru
η_{cac}	[-]	účinnost mezichladiče
η_e	[-]	účinnost proměny tepla v mechanickou práci
η_{isC}	[-]	isoentropická účinnost kompresoru
η_{TD}	[-]	celková účinnost turbodmyhadla
η_{vol}	[-]	plnicí účinnost
κ_A	[-]	exponent isoentory pro vzduch



κ_E	[-]	exponent isoentory pro spaliny
Π_C	[-]	stlačení kompreosu
Π_T	[-]	expanzní poměr turbíny
ρ_{le}	[kg·m ⁻³]	hustota plnicího vzduchu motoru
τ	[-]	otáčkový činitel



PŘÍLOHY

Příloha P1: Termofyzikální vlastnosti výfukových plynů

Temp	Temp	Temp	Pressure	DENS	Cp	K	μ			Pr
K	F	°C	psia	lb/ft ³	BTU/lb·°F	BTU/hr·ft·°F	W/m·K	lb/hr·ft	C-poise	Pa·s·E07
277,4	40	4,3	14,7	0,078	1,053	0,01391	0,024058	0,04119	0,017027	170,3
399,7	260	126,5	14,7	0,064	0,87	0,01814	0,031375	0,05056	0,0209	209,0
499,7	440	226,5	14,7	0,044	0,70	0,0225	0,038915	0,05999	0,024799	248,0
599,7	620	326,5	14,7	0,036	0,58	0,0266	0,046007	0,06846	0,0283	283,0
699,7	800	426,5	14,7	0,031	0,50	0,03072	0,053133	0,07844	0,031599	316,0
799,7	980	526,5	14,7	0,027	0,44	0,03483	0,060241	0,08394	0,034899	347,0
899,7	1160	626,5	14,7	0,024	0,39	0,0387	0,066935	0,09096	0,037801	376,0
999,7	1340	726,5	14,7	0,022	0,35	0,0426	0,07368	0,09749	0,0403	403,0
1099,7	1520	826,5	14,7	0,020	0,32	0,0464	0,080252	0,10402	0,043	430,0
1199,7	1700	926,5	14,7	0,018	0,29	0,0479	0,082847	0,1103	0,045596	456,0
1299,7	1880	1026,5	14,7	0,017	0,27	0,05153	0,089125	0,1164	0,048117	481,2
1399,7	2060	1126,5	14,7	0,016	0,25	0,05491	0,094971	0,1222	0,050515	505,2
1499,7	2240	1226,5	14,7	0,015	0,23	0,0583	0,100834	0,1277	0,052789	527,9
1599,7	2420	1326,5	14,7	0,014	0,22	0,06193	0,107113	0,1333	0,055104	551,0
1799,7	2780	1526,5	14,7	0,012	0,19	0,06991	0,120915	0,1444	0,059692	596,9